

ANALISIS DINAMIKA STRUKTUR SWING ARM SEPEDA MOTOR JENIS SUSPensi *MONOSHOCK* MENGGUNAKAN METODE ELEMEN HINGGA

Ahmad Kholil

Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik-Universitas Negeri Jakarta

ABSTRAK

Analisis dinamika struktur yang dilakukan pada lengan ayun (*swing arm*) bertujuan untuk mengetahui karakteristik struktur lengan ayun sepeda motor pada sistem suspensi *monoshock*. Kondisi jalan yang tidak rata akan mengakibatkan getaran pada sepeda motor dan timbulnya perubahan struktur serta tekanan bidang yang merata pada lengan ayun. Kemampuan lengan ayun akibat perubahan struktur dapat diketahui dengan melihat hasil perubahan struktur dan tekanan bidang pada nilai maksimum. Sedangkan kestabilan getaran dapat diketahui dari frekuensi natural dan hasil respon frekuensi. Analisis statik dan dinamika struktur yang dilakukan pada lengan ayun menggunakan metode elemen hingga yang dibantu dengan perhitungan komputasi program komputer. Program komputer yang digunakan adalah Autodesk Inventor dan Msc. Software. Pembuatan gambar geometri dan analisis statik menggunakan program Autodesk Inventor, sedangkan analisis dinamika struktur dilakukan menggunakan program Msc. Software. Penelitian ini menggunakan empat model *swing arm* dan menggunakan material *carbon steel* SA-691. Selanjutnya melakukan analisis statik untuk memperoleh nilai nodal, elemen, tegangan *von mises* dan perubahan struktur. Kemudian analisis dinamika struktur untuk memperoleh grafik FRF (*Frequency Response Function*). Hasil analisis statik diperoleh tekanan bidang atau tegangan *von mises* maksimum terbesar 134,135 MPa dan perubahan struktur sepanjang 0,268569 mm pada model A. Analisis dinamika struktur diperoleh grafik FRF (*Frequency Response Function*) dengan nilai respon dinamik paling baik pada model D. Hasil analisis statik pada model modifikasi diperoleh tegangan *von mises* maksimum 59,7724 MPa dan perubahan struktur 0,371816 mm. Grafik FRF yang diperoleh pada analisis respon frekuensi memiliki nilai respon yang mengalami sedikit perubahan, sehingga model modifikasi lebih optimum dibandingkan keempat model standar.

Kata kunci: Analisis statik, dinamika struktur, FRF

1. PENDAHULUAN

Sistem suspensi pada sepeda motor saat ini banyak mengalami inovasi. Inovasi tersebut terlihat dengan banyaknya modifikasi-modifikasi yang dilakukan pada sistem suspensi. Salah satunya adalah pada bagian lengan ayun (*swing arm*). *Swing arm* merupakan bagian dari sistem suspensi yang sangat penting. *Swing arm* berfungsi sebagai penahan

roda penggerak dan sebagai tumpuan *shock breaker*.

Ada dua tipe *swing arm* antara lain adalah *twinshock* dan *monoshock* (*monocross*). *Twinshock* adalah sistem suspensi yang menggunakan dua buah *shock breaker* yang dipasang pada kedua tangkai *swing arm* dengan jarak tumpu poros roda cukup dekat. Kemudian tipe *monocross* adalah sistem suspensi yang menggunakan satu *shock breaker* yang terletak

dibagian tengah *swing arm* dekat dengan tumpuan *chassis* kendaraan. Kedua jenis *swing arm* ini dapat mempengaruhi getaran pada kendaraan akibat guncangan-guncangan yang terjadi. Sehingga berdampak pada kenyamanan dan keamanan berkendara.

Kondisi jalan yang tidak rata akan mengakibatkan getaran berlebih pada sepeda motor. Getaran itu akan berpengaruh terhadap keadaan struktur *swing arm*. Struktur *swing arm* akan mengalami perubahan struktur (*displacement*) dan tekanan pada bidang yang tersebar. Kemampuan *swing arm* dalam menerima beban kendaraan berpenumpang dapat diketahui dengan melihat hasil tegangan dan *displacement* maksimum yang terjadi. Selain itu, kestabilan getaran dapat dilihat dari hasil respon frekuensi yang terjadi pada struktur *swing arm*.

Analisis yang dilakukan menggunakan analisis statik dan dinamika struktur. Analisis statik dilakukan untuk memperoleh hasil tegangan maksimum dan *displacement* pada saat kendaraan diam atau melewati jalan yang rata. Setelah itu melakukan analisis dinamika struktur untuk mengetahui karakteristik struktur *swing arm*. Hasilnya ditampilkan dalam bentuk grafik dan simulasi sehingga mudah untuk dipahami.

Merujuk pada uraian diatas, maka penelitian ini akan berusaha mengungkap mengenai analisis dinamika struktur *swing arm* sepeda motor jenis suspensi *monoshock* menggunakan metode elemen hingga untuk mendapatkan model modifikasi *swing arm* dengan melakukan optimasi desain.

2. LANDASAN TEORI

2.1 Analisis Dinamika Struktur

Dinamik dapat diartikan bervariasi terhadap waktu dalam konteks gaya yang bekerja (eksitasi) pada struktur. Variasi beban dinamik dapat berupa besaran (*magnitude*), arahnya (*direction*) dan titik pangkatnya (*point of application*). Respon struktur tersebut, bekerja pada *defleksi* dan tegangan yang bervariasi terhadap waktu dalam respon dinamik dan respon statik.

Kekakuan (*stiffness*) respon dinamis sangat dipengaruhi pula oleh massa dan redaman struktur. Masalah tersebut merupakan perbedaan antara masalah dalam analisis dinamik dan statik. Selain memeng sifat pembebanan yang berbeda, percepatan yang timbul dalam beban dinamik memiliki peran yang amat penting dalam analisis dinamik. Beban statik responnya hanya dipengaruhi oleh gaya, sedangkan dalam beban dinamik responnya dipengaruhi oleh gaya dan momen inersia. Beban dinamik dibagi dalam 3 katagori, yaitu: periodik, kejut dan acak.

Respon suatu sistem struktur terhadap beban dinamik berbeda-beda tergantung atas fungsi fisik komponen penyusun sistem struktur serta sebaran spasialnya pada sistem tersebut dan juga jenis dan intensitas pembebanan yang diberikan.

Analisis modal adalah suatu proses yang ditujukan untuk menentukan karakteristik-karakteristik dinamik dari suatu sistem struktur. Dimana karakteristik-karakteristik tersebut adalah frekuensi natural, *mode* getar dan rasio redaman. Ketiga karakteristik dinamik ini didefinisikan oleh properti fisik serta distribusi spasial dari pada komponen penyusun sistem struktur.

Aplikasi analisis modal juga ditunjang oleh kemajuan teori analisa modal dan teknologi. Perlu dijelaskan bahwa dengan analisis modal teoritis, modal data dibentuk oleh properti fisik dari sistem struktur yaitu matriks massa dan matriks kekakuan, sedangkan analisis modal pengukuran atau eksperimental, modal data diketahui melalui pengukuran. Menghubungkan teori dengan pengukuran dapat dilakukan dengan menggunakan suatu fungsi respon frekuensi atau disebut juga dengan FRF (*Frequency Response Function*). Fungsi ini adalah fungsi yang menghubungkan antara respon dinamik dengan beban dinamik yang diberikan. Dimana FRF inilah yang mendefinisikan modal data (frekuensi natural, moda getar, dan rasio redam) dari suatu sistem struktur yang diukur. Modal data inilah yang digunakan dalam aplikasi-aplikasi analisis modal.

Namun ada saatnya dimana hanya properti modal dari sistem struktur yang kita inginkan untuk dapat mengetahui respon dari struktur ataupun keperluan lainnya seperti identifikasi kekuatan, kerusakan, dan karakteristik struktur. Pengukuran dengan tujuan seperti ini disebut dengan *modal testing*

2.2 Analisis Respon Frekuensi

Respon dinamik dan persamaan gerak dinamik direpresentasikan kedalam suatu ekspansi modal. Pemanfaatan properti orthogonal dari pada moda getar akan memperoleh sistem struktur MDOF yang dapat dipecah menjadi n sistem struktur SDOF.

Sebagai langkah awal perumusan, perubahan variabel dari koordinat fisik $\{u(\omega)\}$ kekoordinat modal $\{\xi(\omega)\}$ dengan asumsi :

$$\{x\} = [\phi]\{\xi(\omega)\}e^{i\omega t} \quad (2.10)$$

Bentuk modus $[\phi]$ digunakan untuk merubah masalah dalam istilah tingkah laku modus sebagai perlawanan tingkah laku titik kisi (*the grid point*). Persamaan (2.10) menggambarkan suatu persamaan jika semua modus digunakan, meskipun karena semua modus jarang digunakan persamaan biasanya menggambarkan perkiraan. Proses mengabaikan semua peredaman berkala yang menghasilkan persamaan tidak teredam dari gerak harmonik, yaitu :

$$-\omega^2[M]\{x\} + [K]\{x\} = \{P(\omega)\}$$

pada frekuensi pemaksa ω .

Substitusi koordinat modal persamaan (2.10) untuk koordinat fisik persamaan (2.11) dan dibagi dengan $e^{i\omega t}$, berikut ini diperoleh:

$$-\omega^2[M][\phi]\{\xi(\omega)\} + [K][\phi]\{\xi(\omega)\} = \{P(\omega)\}$$

Sekarang persamaan geraknya dalam istilah koordinat modal. Pada titik ini, bagaimanapun persamaan tetap terangkai. Untuk menguraikan persamaan, mengalikannya dengan $[\phi]^T$ mendapatkan :

$$-\omega^2[\phi]^T[M][\phi]\{\xi(\omega)\} + [\phi]^T[K][\phi]\{\xi(\omega)\} = [\phi]^T\{P(\omega)\}$$

dimana:

$$[\phi]^T[M][\phi] = \text{matrik masa modal}$$

$$[\phi]^T[K][\phi] = \text{matrik kekakuan modal}$$

$$[\phi]^T[P] = \text{vector pemaksa modal}$$

Langkah terakhir menggunakan properti secara *orthogonal* dari bentuk modus untuk merumuskan persamaan gerak dalam hubungan dengan matrik massa dan kekakuan yang disamaratakan, adalah matrik diagonal.

Bentuk modal respon frekuensi persamaan gerak lebih cepat untuk

menyelesaikannya daripada metode langsung (*direct method*) karena itu adalah sistem satu derajat kebebasan tidak terkopel secara seri. Hanya respon modal individual $\xi_1(\omega)$ yang dihitung, respon fisik yang dipulihkan sebagai hasil akhir respon modal menggunakan persamaan :

$$\{x\} = [\phi] \{\xi(\omega)\} e^{i\omega t} \quad (2.14)$$

Respon ini adalah bentuk kompleks (*magnitude/phase* atau *rill/imajiner*).

Keberadaan matrik [B] atau matrik kekakuan kompleks, pendekatan frekuensi modal masalah terkopel dengan istilah koordinat modal.

Persamaan rumus yang digunakan untuk tiap modus. Tiap respons modal digunakan :

$$\xi_i(\omega) = \frac{p_i(\omega)}{-m_i\omega^2 + ib_i\omega + k_i}$$

2.3 Sistem Suspensi Sepeda Motor

Suspensi adalah sebuah komponen sepeda motor yang bertugas menopang beban kendaraan agar getaran atau kejutan yang terjadi dapat diredam dengan lembut, sehingga pengendara kendaraan tetap dalam posisi nyaman. Guncangan ataupun getaran itu disebabkan oleh kondisi jalan yang dilewati tidak rata permukaannya. Ketika suspensi sepeda motor mampu meredam semua getaran dan kejutan dengan lembut dan baik maka kenyamanan dan pengendalian sepeda motor pun menjadi lebih fokus.

Sistem suspensi terletak di antara kerangka sepeda motor dengan roda. Ada dua model suspensi sepeda motor, yaitu suspensi bagian depan dan suspensi bagian belakang.

Berbeda dengan sistem suspensi sepeda motor bagian depan, tugas

suspensi bagian belakang hanya untuk menahan guncangan akibat permukaan jalan yang tidak rata. Jadi, tidak mempunyai tugas untuk mengemudi. Konstruksi suspensi *swing arm* terdiri dari dua buah lengan yang digantung pada rangka. Sementara ujung lain dari suspensi tersebut menopang roda belakang. Konstruksi *unit swing* adalah bagian mesin itu sendiri yang bereaksi seperti lengan ayun. Model suspensi *unit swing* diterapkan pada sepeda motor yang mempunyai penggerak akhirnya sistem poros penggerak.

2.4 Tegangan

Tegangan yang bekerja pada penampang bahan dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$(2) \quad \sigma = \frac{P}{A}$$

Dimana: σ = Tegangan (N/m^2)

P = Beban (Newton)

A = Luas Penampang (m^2)

Tegangan Von Mises adalah tegangan anefektif atau setara (Tegangan *Equivalent*) untuk penyelesaian 2 Dimensi dan analisis tegangan 3 Dimensi. Bahan dengan kriteria ulet mempunyai tingkat tegangan yang dianggap aman, jika

$$\sigma_e \leq \sigma_Y \quad (2.21)$$

Dimana σ_e adalah tegangan Von Mises dan σ_Y tegangan luluh (*yield*) dari material. Generalisasi tegangan pada kondisi 1 dimensi dapat membantu menyelesaikan permasalahan 2 Dimensi dan 3 Dimensi.

Tegangan Von Mises didefinisikan oleh

$$\sigma_e = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}$$

(2.22)

Persamaan diatas memiliki σ_1 σ_2 dan σ_3 , dimana itu merupakan prinsip tegangan yang diterapkan menjadi titik dalam struktur. Permasalahan 2 Dimensi dengan prinsip dua tegangan dalam suatu daerah ditentukan oleh

$$\sigma_1^p = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

(2.23)

$$\sigma_2^p = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} - \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

(2.24)

Dengan demikian, kita juga bisa mengaplikasikan tegangan Von Mises dalam komponen-komponen tegangan pada sistem koordinat xy.

Untuk daerah tegangan kondisi , diperoleh:

2.5 Metode Elemen Hingga

Secara praktis, banyak sekali masalah yang terlalu kompleks untuk diperoleh jawaban tertutupnya (*closed form solution*). Untuk itu, diperlukan solusi numerik, dan salah satu yang cukup memadai adalah metode elemen hingga. Pada dasarnya, elemen hingga merupakan bagian-bagian kecil dari struktur aktual.

Konsep dasar yang melandasi metode elemen hingga bukan merupakan hal yang baru, yaitu prinsip diskritisasi yang sebenarnya sudah dipergunakan dalam banyak usaha manusia. Mungkin kebutuhan terhadap pendiskritan, atau membagi suatu benda menjadi benda-benda yang berukuran lebih kecil supaya lebih mudah/ sederhana pengelolaanya,

timbul dari keterbatasan manusia yang mendasar, yaitu mereka tidak dapat melihat atau memahami benda-benda disekelilingnya di alam semesta dalam bentuk keseluruhan atau totalitas. Bahkan kita harus menengok beberapa kali untuk mendapatkan suatu gambaran mental yang digabungkan dari benda-benda disekitar kita. Mendiskritkan ruang disekeliling kita ke dalam segmen-segmen kecil, dan hasil rakitan akhir yang kita visualisasikan adalah suatu tiruan dari lingkungan kontinu yang nyata. Metode elemen hingga adalah metode numerik yang digunakan untuk menyelesaikan permasalahan teknik dan problem matematis dari suatu gejala phisis.

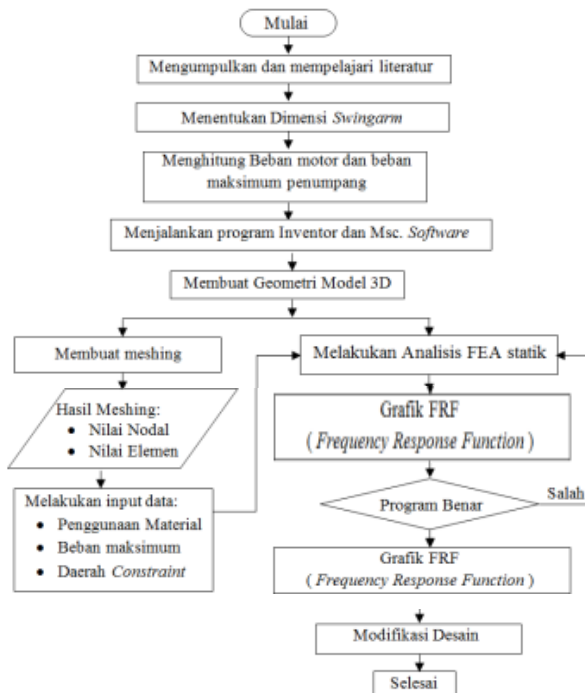
Metode elemen hingga atau *Finite Element Method* (FEM) adalah suatu cara penyelesaian dengan perhitungan yang dapat digunakan untuk mendapatkan penyelesaian dari berbagai masalah dalam rancang bangun yang menggunakan analisis tegangan, perpindahan panas, magnet listrik dan aliran fluida.

2.7 Msc. Software (Patran dan Nastran)

MSC. Software adalah perusahaan yang bergerak dalam bidang program CAE (*Computer Aided Engineering*) untuk penyelesaian analisis FEA (*Finite Element Analysis*). Analisis FEA yang dilakukan biasanya menggunakan 2 jenis program yaitu Patran dan Nastran. Msc. Patran digunakan sebagai program pembuatan dan pengeditan model CAD (*Computer Aided Design*). Msc. Nastran digunakan untuk penyelesaian analisis FEA dengan perhitungan komputasi dalam bentuk metode numerik.

3. ALUR PENELITIAN

Penelitian dilakukan menggunakan 4 model *swing arm*. Pada penelitian ini menggunakan analisis statik dan dinamika struktur yang terdiri dari normal modes dan respon frekuensi. Analisis statik menghasilkan nilai tegangan *von mises* maksimum dan nilai *displacement*. Normal modes memperoleh hasil frekuensi natural dan respon frekuensi memperoleh grafik FRF (Frequency Response Function). Setelah itu dilakukan optimasi desain untuk memperoleh model modifikasi. Adapun alur penelitian secara jelas ditunjukkan pada gambar dibawah ini :



Gambar 3.1 Diagram Alir Penelitian

4. DATA DAN SPESIFIKASI MATERIAL

Tabel 4.1 Karakteristik *Carbon Steel* SA-691

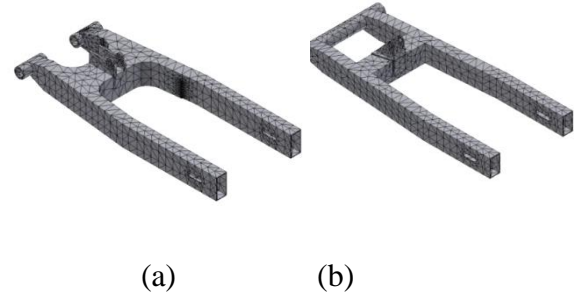
Keterangan	Data
Modulus Young	2,e+005 MPa

Rasio Paison	0,29
Massa Jenis	7,87e-6 Kg/mm ³
Tensile Yield Strength	350,0 MPa
Tensile Ultimate Strength	420,0 MPa

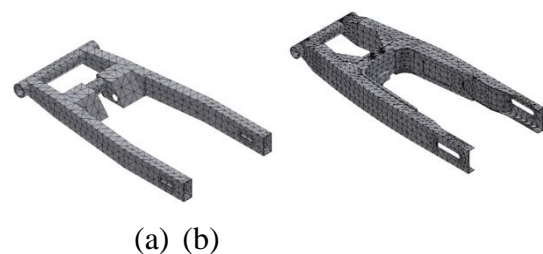
5. GAMBAR MESHING

Setelah melakukan pembuatan sket pada 4 model *swing arm* kemudian dibuat gambar geometri dan dilakukan proses

Meshing, sehingga diperoleh gambar seperti dibawah ini:



Gambar 5.1 Meshingswing arm (a) model A (b) model B



Gambar 5.2 Meshingswing arm (a) model C (b) Model D

6. ANALISIS STATIK

Beban yang digunakan adalah beban kendaraan berpenumpang maksimum yang terletak pada penahan *shockbreaker*. *Constraint* (pengkaku) menggunakan jenis pin. Adapun hasil analisis gaya pada daerah *constraint* adalah 2869 N.

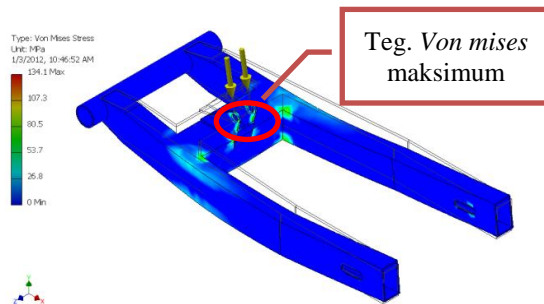
Dari analisis statik diperoleh hasil tegangan *Von mises* atau *Equivalent*, tegangan Maksimum dan

minimum *Prinsipal*. Nilai tegangan terbesar ditunjukkan oleh tegangan *Von mises* atau *Equivalent*.

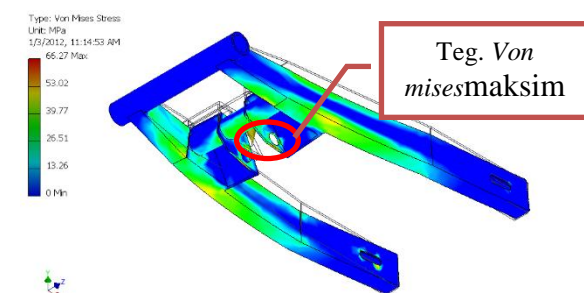
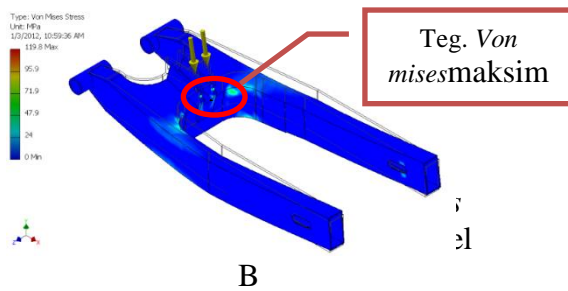
Untuk Faktor keamanan $\sigma_e \leq \bar{\sigma}_a$ dengan

$$\bar{\sigma}_a = \frac{\sigma_Y}{S_F} = \frac{350}{2} = 175 \text{ MPa} .$$

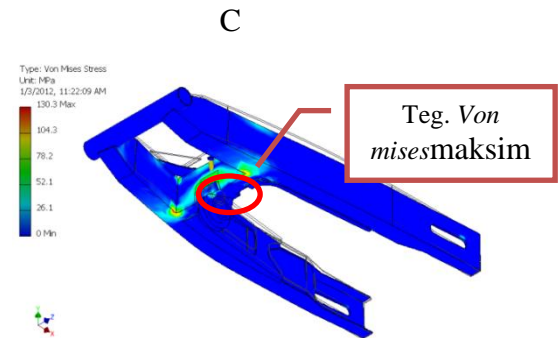
Dari Hasil ini maka tegangan maksimum yang terjadi pada semua model *swing arm* dinyatakan dalam batas aman, dengan tegangan *Von Mises* maksimum terbesar terjadi pada model A sebesar 134,135 Mpa dengan nilai *Displacement* maksimum sebesar 0,268569 mm.



Gambar 6.1 Tegangan *Von Mises* Maksimum (134,135 MPa) Model A



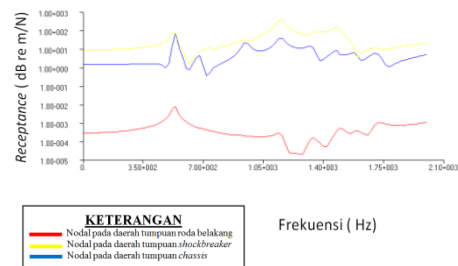
Gambar 6.3 Tegangan *Von Mises* Maksimum (66,2734 MPa) Model



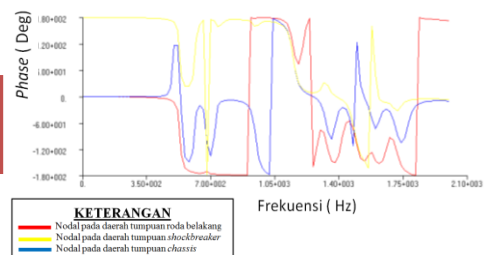
Gambar 6.4 Tegangan *Von Mises* Maksimum (130,32 MPa) Model D

7. ANALISIS DINAMIKA STRUKTUR (RESPON FREKUENSI)

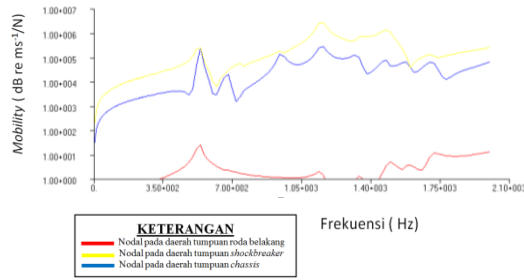
Hasil grafik FRF pada keempat model *swing arm* ditunjukkan pada gambar dibawah ini:



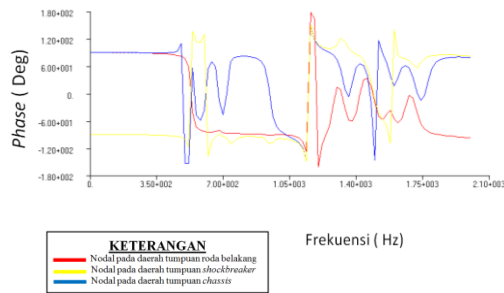
Gambar 7.1 Grafik *Receptance* Modulus Model A



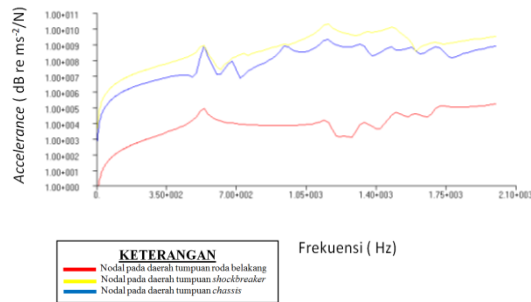
Gambar 7.2 Grafik *Receptance Phase* Model A



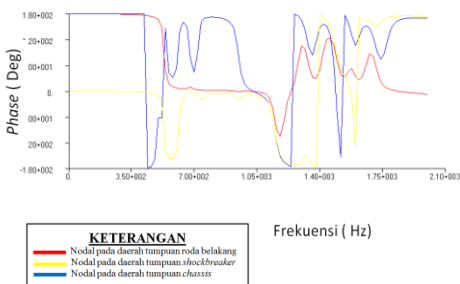
Gambar 7.3 Grafik *Mobility Modulus* Model A



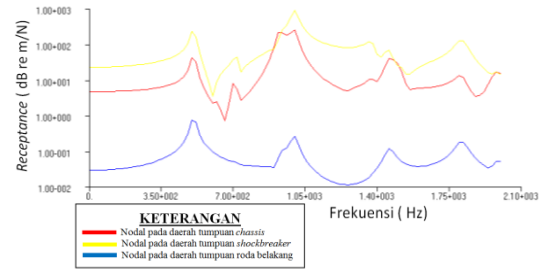
Gambar 7.4 Grafik *Mobility Phase* Model A



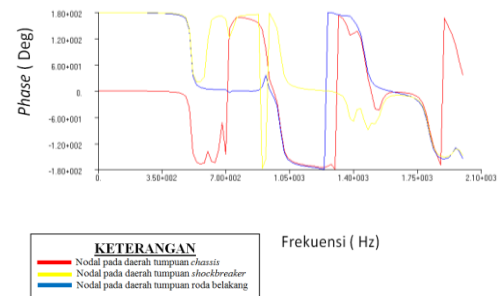
Gambar 7.5 Grafik *Accelerance Modulus* Model A



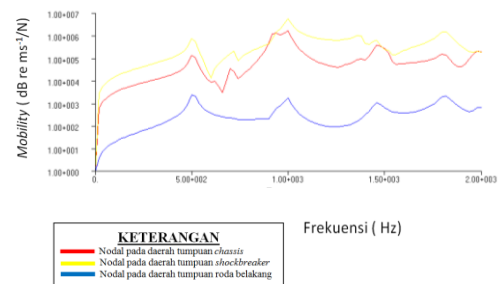
Gambar 7.6 Grafik *Accelerance Phase* Model A



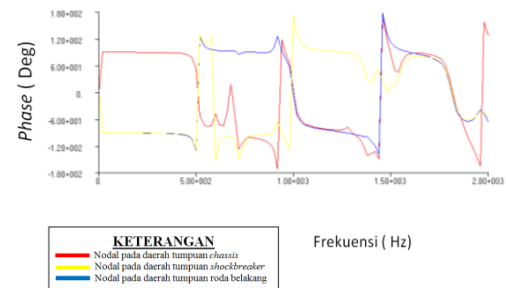
Gambar 7.7 Grafik *Receptance Modulus* Model B



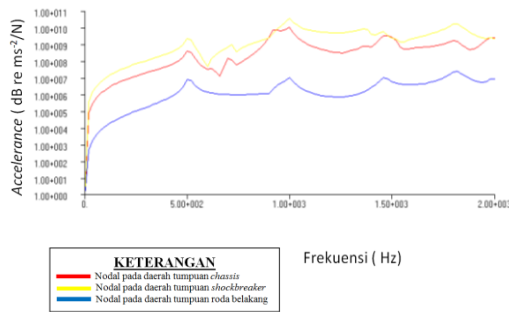
Gambar 7.8 Grafik *Receptance Phase* Model B



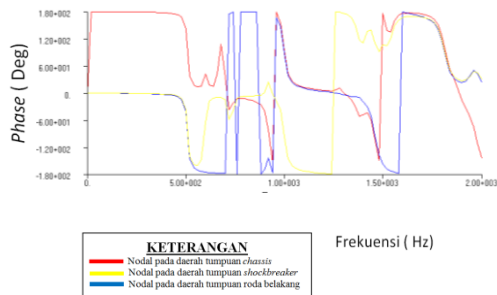
Gambar 7.9 Grafik *Mobility Modulus* Model B



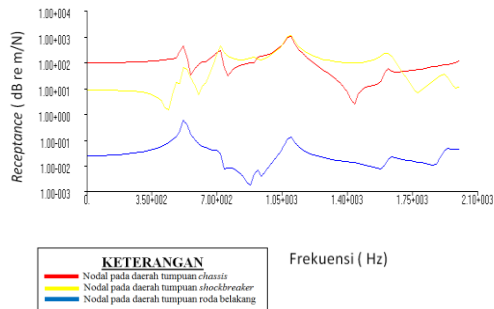
Gambar 7.10 Grafik *Mobility Phase* Model B



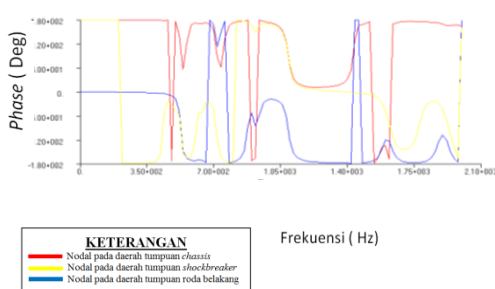
Gambar 7.11 Grafik Accelerance Modulus Model B



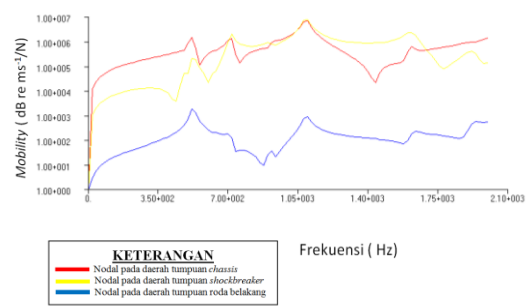
Gambar 7.12 Grafik Accelerance Phase Model B



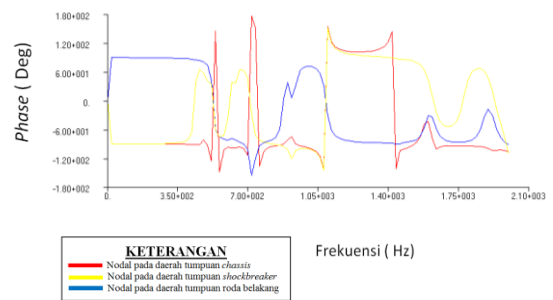
Gambar 7.13 Grafik Receptance Modulus Model C



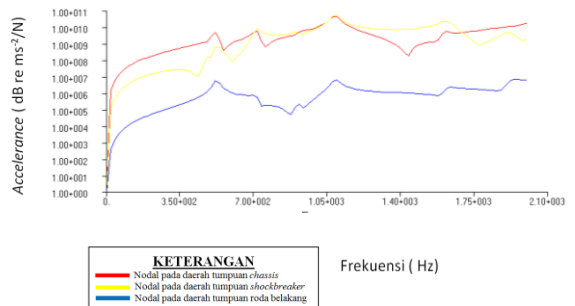
Gambar 7.14 Grafik Receptance Phase Model C



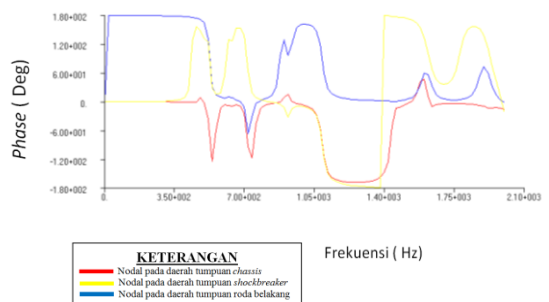
Gambar 7.15 Grafik Mobility Modulus Model C



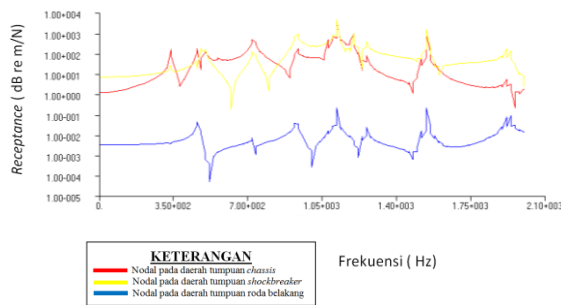
Gambar 7.16 Grafik Mobility Phase Model C



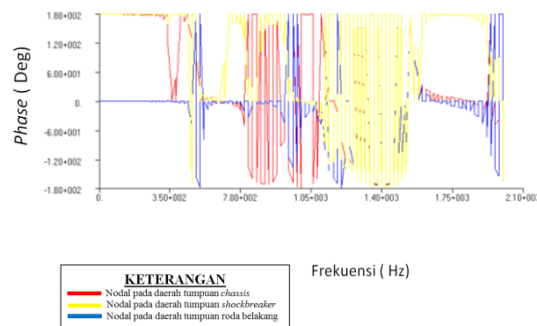
Gambar 7.17 Grafik Accelerance Modulus Model C



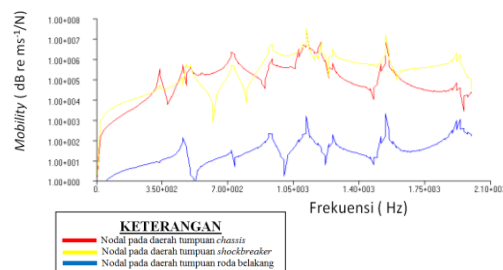
Gambar 7.18 Grafik Accelerance Phase Model C



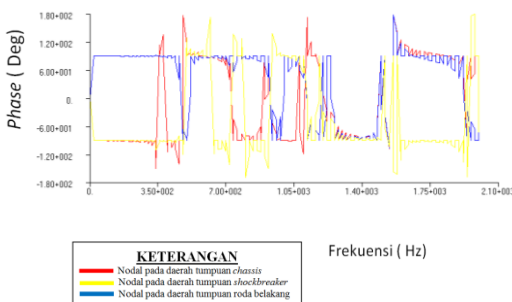
Gambar 7.19 Grafik *Receptance Modulus* Model D



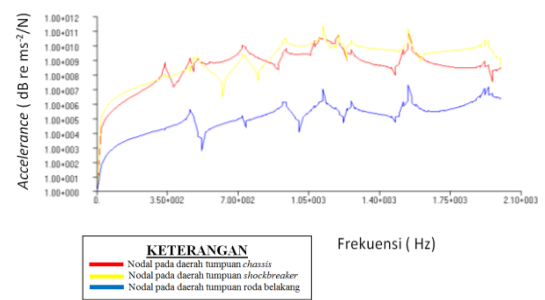
Gambar 7.21 Grafik *Mobility Modulus* Model D



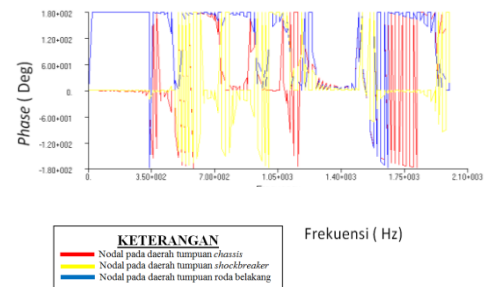
Gambar 7.22 Grafik *Mobility Phase* Model D



Gambar 7.22 Grafik *Mobility Phase* Model D



Gambar 7.23 Grafik *Accelerance Modulus* Model D



Gambar 7.24 Grafik *Accelerance Phase* Model D

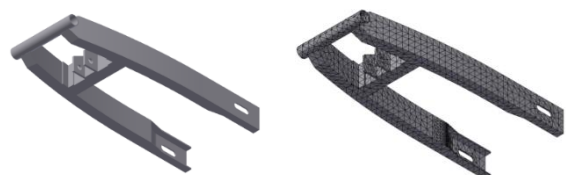
8. Modifikasi Desain

8.1 Data Material

Tabel 4.22 Karakteristik *Aluminium Alloy 6061*

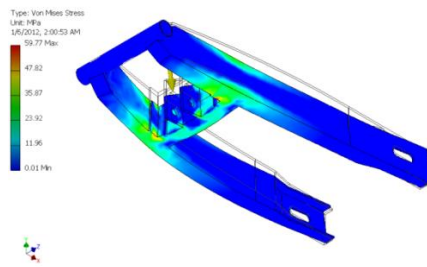
Keterangan		Data`
Modulus Young		68,9 GPa
Rasio Poisson		0,33
Massa Jenis		2,71e-6 Kg/m ²
Tensile Strength	Yield	275 MPa
Tensile Strength	Ultimate	310 MPa

8.2 Geometri dan Meshing

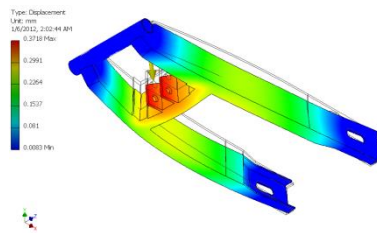


Gambar 9.1 Geometri dan *Meshing* Model Modifikasi

8.3 Analisis Statik

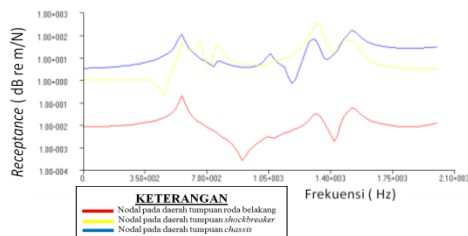


Gambar 9.2 Tegangan *Von Mises* Maksimum (59,7724 MPa) Model Modifikasi

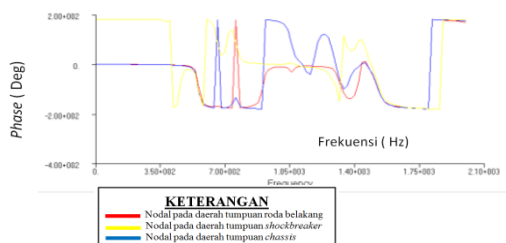


Gambar 9.3 *Displacement* Maksimum (0,371816 mm) Model Modifikasi

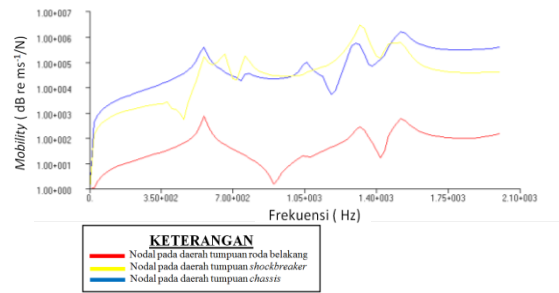
8.4 Analisis Dinamika Struktur



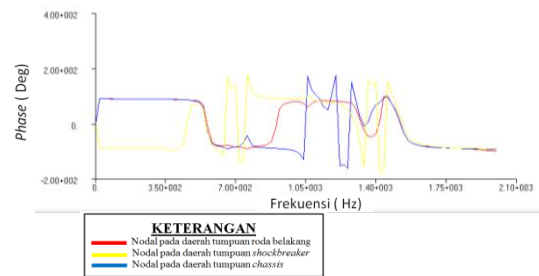
Gambar 9.4 Grafik *Receptance* Modulus Model Modifikasi



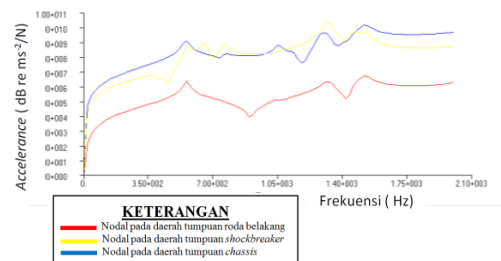
Gambar 9.5 Grafik *Receptance Phase* Model B Modifikasi



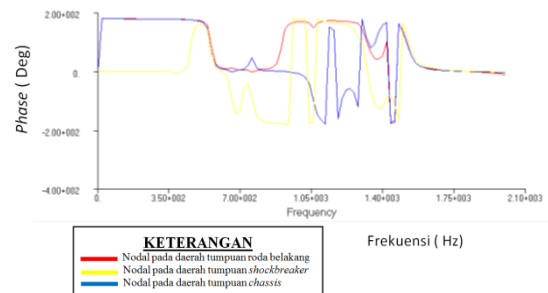
Gambar 9.6 Grafik *Mobility* Modulus Model Modifikasi



Gambar 9.7 Grafik *Mobility Phase* Model Modifikasi



Gambar 4.86 Grafik *Accelerance* Modulus Model Modifikasi



Gambar 4.87 Grafik *Accelerance Phase* Model Modifikasi

9. KESIMPULAN

Analisis statik dan dinamika struktur yang dilakukan pada keempat model swing arm menggunakan material *carbon steel* SA-691 dengan penyelesaian metode elemen hingga. Hasil analisis memperoleh nilai tegangan *von mises* maksimum terbesar 134,135 MPa dan jarak perubahan bentuk 0,268569 mm pada model A. Tegangan *von mises* terendah 66,2734 MPa dan jarak perubahan bentuk 0,313157 mm pada model C. Hasil grafik FRF pada setiap model memiliki pola yang hampir sama, tetapi untuk perubahan responnya berbeda. Pada setiap model terjadi kenaikan respon pada daerah-daerah frekuensi natural. Model *swing arm* yang memiliki hasil grafik paling baik adalah model D. Pada model D terjadi perubahan respon dinamik yang mendekati pada setiap frekuensinya.

Setelah melakukan modifikasi pada model D dan melakukan optimasi desain diperoleh nilai tegangan *von mises* sebesar 59,7724 Mpa dengan jarak perubahan bentuk 0,371816 mm, hasil tersebut mengalami penurunan sebesar 54,13% dari model sebelumnya. Pada model modifikasi nilai frekuensi natural pada beberapa modus getar tidak terlalu jauh, berarti faktor kekakuan pada beberapa modus getar saling mendekati. Perubahan respon yang terjadi seimbang, tetapi hasil responnya tidak terlihat detail karena struktur modelnya tidak kompleks.

DAFTAR PUSTAKA

1. Autodesk, Inc., *Autodesk Inventor Simulation 2010 Getting Started*, San Rafael: Autodesk, Inc. 111 McInnis Parkway, 2009B. Marghitu, Dan, *Mechanical Engineer's Handbook*, New York: Academic Press, 2001.
2. Benham, P.P., R.J. Crawford, *Mechanical Of Engineering Material*, New York: John Wiley & Sons, Inc., 1981.
3. Berlianty, Intan, M. Arifin, *Teknik-Teknik Optimasi Heuristik*, Yogyakarta: Graha Ilmu, 2001.
4. D. Cook, Robert, *Konsep dan Aplikasi Metode Elemen Hingga*, Madison: John Wiley & Sons Inc., 1981.
5. Desai, C.S., *Dasar-Dasar Metode Elemen Hingga*, Jakarta: Erlangga, 1996
6. Ewins, D.J., *Modal Testing: Theory and Practice*, New York: John Wiley & Sons Inc., 1995.
7. He, Jimin, Zhi-Fang Fu, *Modal Analysis*, Oxford: Butterworth-Heinemann, 2001 Robinson, John, *Motor Cycle Chassis*, Woburn: MGP Book, Lth., 2001.
8. Hornlund, Mats, Alexander Papazoglu, *Analysis and Measurements of Vehicle door structural*, Desertasi Division of structural Mechanics, LTH., Lund University, Lund: KFS, 2005.
9. Liu, Yijun, *Lecture Note :Introduction to The Finite Element Method*, Cincinnati : CAE Mechanical Engineering Dept. University of Cincinnati, 2003 Susatio, Yerri, *Dasar-Dasar Metode Elemen Hingga*, Yogyakarta : Andi, 2004.
10. Moaveni, Saeed, *Finite Element Analysis Theory and Application with ANSYS*, New Jersey: Prentice-Hall, 1999.
11. M. Gere, James, Stephen P.T., *Mekanika Bahan Jilid 1*. terj. Bambang S., Jakarta: Erlangga, 2000
12. Msc. Software Corp., *Interpase to Msc. Nastran Preference Guide*

- Volume I: Structural Analysis, Santa Ana: 2 Mac Arthur Place., 2010.
13. Msc. Software Corp., *Patran 2010 User Guide*, Santa Ana: 2 Mac Arthur Place., 2010.
14. Nugroho, Amin, *Ensiklopedi Otomotif*, Jakarta: Gramedia Pustaka Utama, 2005.
15. Prasetya, Hery, Fitri Lukiastuti, *Manajemen Operasi*, Yogyakarta: Med Press, 2009.
16. Sularso, Kiyokatsu Suga, *Dasar-Dasar Perencanaan dan Pemeliharaan Elemen Mesin*, Bandung: PT. Pradnya Paramita, 1978.